

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pojízdný kladkostroj

Portable Pulley Block

Student:

Bc. Helena Špačková

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Helena Špačková

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Pojízdný kladkostroj
Portable Pulley Block

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte lanový kladkostroj s vlastním pojezdem o nosnosti 1000 kg. Rychlost zdvihu bude 8 m/min. Maximální výška zdvihu bude 5 m. Rychlost pojezdu bude 5 m/min. Nakreslete sestavu a dílenské výkresy 2 vybraných dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
ČSN EN 14492-2 *Jeřáby-Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: UNMZ, 2010.

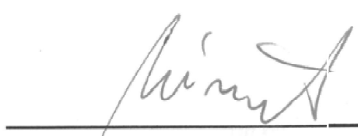
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



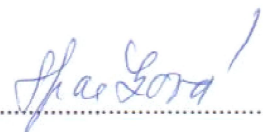

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

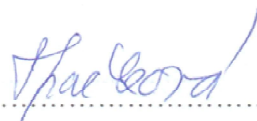
V Ostravě 16.5.2016

..... 

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo;
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě archivována v Ústřední knihovně VŠB-TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že bibliografické údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo, bakalářskou práci, nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě dne 16. 5. 2016



Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Květoslavou Kalábovi, Ph.D. za účinnou odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě dne

16.5.2016

Kalábovi

Anotace

ŠPAČKOVÁ, H. Pojízdný kladkostroj: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 50 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

V diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem pojízdného kladkostroje, který souží k pohybu břemene o hmotnosti $1000 [kg]$ po výrobní hale. Kladkostroj se pohybuje po nosníku profilu I rychlostí $5 [m.min^{-1}]$. Pojezd kladkostroje se skládá z elektromotoru, šnekové předovky a hřídele s čelním ozubením, která pohání dvě kola. Ke zdvihu o rychlosti $8 [m.min^{-1}]$ slouží elektromotor s čelní ozubenou převodovkou. Je použito ocelové lano a jednoduchá kladka. Diplomová práce obsahuje výpočty zdvihu a pojezdu kladkostroje, které odpovídají aktuálním technickým normám.

Annotation

ŠPAČKOVÁ, H. Portable Pulley Block: thesis. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 50 pp. Supervisor: Kaláb, K.

The thesis deals with the structural design of Portable Pulley Block, which afflicts to move loads of up to $1000 [kg]$, after the production hall. The hoist moves along the I beam at $5 [m.min^{-1}]$. Portable Pulley Block consists of electric motor, worm gear and muzzle with spur gearing, which drives two wheels. At the stroke speed of $8 [m.min^{-1}]$ used an electric motor with spur gear transmission. It is used in steel rope and hook block. The thesis contains calculations of lift and travel hoists that meet current technical standards.

Obsah

Seznam použitých značek	9
Úvod.....	14
1. Cíle diplomové práce	15
2. Rozdělení kladkostrojů.....	16
2.1 Podle pohonu	16
2.2 Podle počtu nosníků.....	16
2.3 Podle tažného elementu	17
2.4 Podle stavební výšky	18
3. Konstrukční řešení kladkostroje.....	19
4. Tažné lano	20
4.1 Přehled ocelových lan	20
4.2 Návrh a výpočet lana	20
5. Lanový buben.....	23
5.1 Návrh bubnu	23
5.2 Pevnostní výpočet bubnu	28
6. Kladnice	31
6.1 Návrh kladky.....	31
6.2 Konstrukce háku	32
7. Pohon pro navinutí lana	34
7.1 Návrh a parametry motoru.....	34
7.1.1 Kontrola motoru na momentovou přetížitelnost.....	36
7.2 Návrh a parametry brzdy	37
7.2.1 Kontrola brzdného momentu	38
7.3 Návrh a parametry převodovky TOSS.....	39
7.3.1 Kontrola rychlosti zdvihu	40

7.4	Návrh a parametry spojky	41
7.5	Návrh spojení bubnu a pohonu	42
8.	Pojezd kladkostroje	46
8.1	Návrh a parametry motoru	46
8.1.1	Kontrola motoru na momentovou přetíženost	48
8.2	Návrh převodů	50
8.2.1	Kontrola rychlosti posuvu	53
9.	Bezpečnost	54
10.	Zhodnocení cílů	55
11.	Závěr	56
12.	Použitá literatura	57

Seznam použitých značek

a	[mm]	hloubka drážky bubnu
d	[mm]	velký průměr závitu
D_1	[mm]	velký průměr dotyku spojky
d_1	[mm]	malý průměr dotyku spojky
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
$d_{a1,2}$	[mm]	průměr hlavové kružnice
D_B	[mm]	průměr bubnu
$d_{f1,2}$	[mm]	průměr patní kružnice
D_K	[mm]	průměr kladky
d_k	[mm]	průměr kola
d_l	[mm]	průměr lana
d_s	[mm]	střední průměr podložky pod maticí
e	[mm]	rameno valivého tření
F	[N]	zmenšená síla v laně pod příložkou
f	[-]	součinitel tření
f_c	[-]	součinitel čepového tření
F_l	[N]	síla v laně
$F_{o,max}$	[N]	maximální osová síla ve šroubu
$F_{o,min}$	[N]	minimální osová síla ve šroubu
F_s	[N]	síla ve šroubu
f_z	[-]	součinitel tření na závitu
g	[m.s ⁻¹]	tíhové zrychlení
h	[m]	výška zdvihu
h_1	[-]	výběrový součinitel bubnu

h_2	[-]	výběrový součinitel kladky
h_a	[mm]	výška hlavy zubu
h_f	[m]	výška paty zubu
i	[-]	počet šroubů
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i_{pp}	[-]	převodový poměr převodovky pro pojezd
i_{pz}	[-]	převodový poměr převodovky pro zdvih
i_z	[-]	převodový poměr čelního ozubení
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti
J_{Mp}	[kg.m ²]	setrvačný moment motoru pojezdu
J_{Mz}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru zdvihu
K	[N]	tíhová síla od kladkostroje
K_l	[N]	nosnost lana
k_{min}	[-]	minimální bezpečnost lana
L	[m]	délka lana
l_B	[mm]	délka bubnu
l_h	[mm]	dálka hladké části bubnu
l_z	[mm]	délka závitové části bubnu
M_B	[Nm]	moment na bubnu
$M_{B,max}$	[Nm]	maximální moment na bubnu
M_{br}	[Nm]	brzdny moment
m_c	[kg]	celková hmotnost kladkostroje
m_k	[kg]	hmotnost kladnice
M_k	[Nmm]	kroutící moment
M_{Mpj}	[Nm]	jmenovitý moment motoru pojezdu
M_{Mpz}	[Nm]	záběrový moment motoru pojezdu
M_{Mzz}	[Nm]	záběrový moment motoru

m_n	[mm]	normální modul
M_o	[Nmm]	ohybový moment
M_p	[Nm]	setrvačný moment posuvných sil
M_Q	[Nm]	statický moment břemene
M_r	[Nm]	setrvačný moment rotujících hmot
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment motoru
M_{TM}	[Nmm]	třecí moment pod maticí
M_{TZ}	[Nmm]	třecí moment na závitu
M_u	[Nmm]	utahovací moment šroubu
n	[-]	počet nosných průřezů lana
N	[-]	počet kol
n_B	[min ⁻¹]	otáčky bubnu
n_k	[min ⁻¹]	otáčky kola
n_{Mp}	[min ⁻¹]	otáčky motoru pojezdu
n_{Mp}	[min ⁻¹]	otáčky motoru poujezdu
n_{Mz}	[min ⁻¹]	otáčky motoru zdvihu
N_p	[-]	počet poháněných kol
o	[-]	počet příložek
P_{1min}	[kW]	minimální výkon motoru
P_B	[kW]	výkon na bubnu
p_D	[MPa]	dovolený měrný tlak
P_h	[mm]	stoupání závitu
P_p	[kW]	výkon motoru pojezdu
Q	[kg]	nosnost kladkostroje
r	[mm]	rádius drážky bubnu
r_{ξ}	[mm]	rameno čepového tření
R_e	[MPa]	mez kluzu

r_k	[mm]	poloměr pojezdového kola
R_s	[mm]	rameno třecí síly
S	[mm ²]	obsah průřezu závitů
s_B	[mm]	tloušťka bubnu
t	[mm]	stoupání drážky bubnu
t_1	[-]	součinitel typu lana
T_1	[Nm]	krouticí moment hnacím ozubeným kole
$t_{r,min}$	[s ⁻¹]	minimální doba rozjezdu
t_{rp}	[s]	doba rozběhu motoru pojezdu
t_{rz}	[s]	doba rozjezdu motoru zdvihu
$T_{u,min}$	[Nmm]	minimální utahovací moment šroubu
$T_{u1,max}$	[Nmm]	maximální utahovací moment z tlaku na příruby
$T_{u2,max}$	[Nmm]	maximální utahovací moment z bezpečnosti šroubu
v_B	[m.min ⁻¹]	rychlost navíjení lana na buben
v_p	[m.min ⁻¹]	rychlost pojezdu
v_z	[m.min ⁻¹]	rychlost zdvihu
W	[N]	valivý odpor
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
z	[-]	počet kladek
$z_{1,2}$	[-]	počet zubů
z_B	[-]	počet závitů na bubnu
z_u	[-]	počet přidavných závitů na bubnu
α	[°]	úhel profilu závitů
α_j	[kg.m ²]	koeficient upravující vliv ostatních rotujících hmot
η	[-]	účinnost uložení kladky
η_1	[-]	účinnost jedné kladky uložené na valivém ložisku

η_B	[-]	účinnost bubnu uloženého ve valivém ložisku
η_b	[-]	účinnost brzdy
η_c	[-]	celková účinnost
η_L	[-]	účinnost lanového převodu
η_p	[-]	účinnost pojezdu
η_{pp}	[-]	účinnost převodovky pojezdu
η_{pz}	[-]	účinnost převodovky pro zdvih
η_z	[-]	účinnost čelního ozubení
σ_c	[MPa]	celkové napětí
σ_d	[MPa]	napětí v tlaku
σ_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
ϕ'	[°]	třecí úhel závitu
ψ	[°]	úhel stoupání závitu
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_B	[s ⁻¹]	úhlová rychlost bubnu
κ	[-]	přídavný odpor

Úvod

Nedílnou součástí každého kladkostroje je kladka. Ta patří mezi šest jednoduchých strojů, kterými si lidé už stovky let před naším letopočtem usnadňovali práci. Postupem času docházelo k inovacím a v dnešní době se téměř žádný výrobní proces neobejde bez manipulačního zařízení. Kladkostroj neboli kočka, je nedílnou součástí jeřábu, která slouží k vodorovné, svislé nebo otočné manipulaci s břemenem o různých hmotnostech.

Kolem roku 700 př. n. l. řečtí mechanikové objevili způsob jak si usnadnit zdvihání těžkých nákladů do výšky. Zjistili, že při použití kladkostroje se síla potřebná k uzvednutí rozdělí mezi lana a k uzvednutí břemene bude stačit vynaložit jen část síly, která by byla za potřebí bez tohoto stroje.

U nejstaršího kladkostroje byly použity jen dva válce, z čehož jeden byl pevný a druhý, nacházející se u břemene, pohyblivý. Lano bylo zajištěno k pevnému válci, procházelo přes pohyblivé kolo kladky a v závěru přes pevné kolo kladky. Při tahu za konec lana se zvedaný předmět posunuje směrem vzhůru. Síla potřebná k uzdvižení je o polovinu menší.

Ve 3. století př. n. l. zkonstruoval řecký vynálezce, matematik a fyzik Archimédes mnohočetnou kladku, ve které probíhalo několik lan současně. Užitek z teoretických prací Archiméda o mnohočetných kladkách dokázali těžit až Římané. Těm se totiž podařilo je technicky provést. Na rozdíl od Řeků disponovali lany odpovídající pevnosti. Na přelomu letopočtu i lany bronzovými. Za pomoci mnohočetné kladky vyvinuli Římané velké jeřáby z jedné nebo dvou příčných klád přidržovaných lany. S většinou takovýchto jeřábů se dalo otáčet. Na palubě lodě císaře Caliguly byl dokonce otočný jeřáb pohybující se v kuličkovém ložisku. Ovšem v té době se výroba kuličkového ložiska neprosadila, jelikož nebyly vhodné metody pro výrobu jejich náplní.

1. Cíle diplomové práce

Cílem diplomové práce je navrhnout funkční, pojízdný kladkostroj, který bude odpovídat zadání práce a aktuálním technickým normám. Kladkostroj o nosnosti $1\,000\text{ [kg]}$ bude sloužit ke zdvihu břemene do výšky 5 [m] a to rychlostí $8\text{ [m.min}^{-1}\text{]}$. Dále je požadován pojezd kladkostroje o rychlosti $5\text{ [m.min}^{-1}\text{]}$.

Pro kompletní splnění vytyčeného cíle je nutno splnit následující dílčí cíle:

- a) Průzkum trhu
- b) Návrh zdvihu
- c) Návrh pojezdu
- d) Návrh konstrukce rámu

2. Rozdělení kladkostrojů

Na trhu se vyskytují různé konstrukce kladkostrojů, které můžeme dělit podle různých kritérií.

2.1 Podle pohonu

Každý pojízdný kladkostroj má dva pohony. Pohon pojezdu, který slouží k pohybu kladkostroje a pohon zdvihu, který zvedá břemena. Oba tyto pojezdy mohou být například elektrické, hydraulické, spalovací nebo ruční.

Na obr. 1 je pojezd kladkostroje firmy TEDOX, který je poháněn silou obsluhy. Ta tahá za řetěz a tím kladkostrojem pohybuje po pojezdové dráze.

Na obr. 2 je kladkostroj s elektrickým pohonem zdvihu i pojezdu firmy UNI Result.

Kladkostroje s ručním pohonem zdvihu jsou používány pro zdvih břemen o nižší hmotnosti. Tento způsob pohonu se běžněji používá pro pohyb posuvu, kde není potřeba k pohybu tak velké síly.



Obr. 1 Ruční pohon pojezdu [24]



Obr. 2 Dva elektrické pohony [25]

2.2 Podle počtu nosníků

Kladkostroje se pohybují po jednom nebo po dvou nosnících. Kladkostroje pohybující se po dvou nosnících mají vyšší nosnost, než jednonosníkové kladkostroje. Například

firma GIGA [13] vyrábí jednonosníkové kladkostroje (obr. 3) o nosnosti 0,125 [t] až 25 [t] a dvounosníkové kladkostroje (obr. 4) o nosnosti 0,125 [t] až 165 [t].



Obr. 3 Jednonosníkový kladkostroj [13]



Obr. 4 Dvounosníkový kladkostroj [13]

2.3 Podle tažného elementu

Jako tažný element pro zdvih břemene se používá řetěz (obr. 5) nebo lano (obr. 6). V případě použití lana je součástí kladkostroje lanový buben, na který je lano navíjeno. U řetězového kladkostroje je pomocí tvarového styku řetěz veden přes řetězové kolo. V tomto případě se řetěz nenavíjí na buben, ale prochází mechanismem a je zachycen ve vaku.



Obr. 5 Řetězový kladkostroj [26]



Obr. 6 Lanový kladkostroj [27]

2.4 Podle stavební výšky

První varianta je kladkostroj se standardní stavební výškou (obr. 7), kde jsou motor a buben pro navíjení lana umístěny pod nosníkem. V druhém případě se jedná o kladkostroj se sníženou stavební výškou (obr. 8). Zde je motor a buben přesunut na jednu stranu nosníku. Na druhou stranu je instalováno vyvažující závaží. Přesunutím motoru do boku se uvolní prostor pod nosníkem. Břemeno je pak možné zvedat do větší výšky.



Obr. 7 Standardní výška kladkostroje [14]

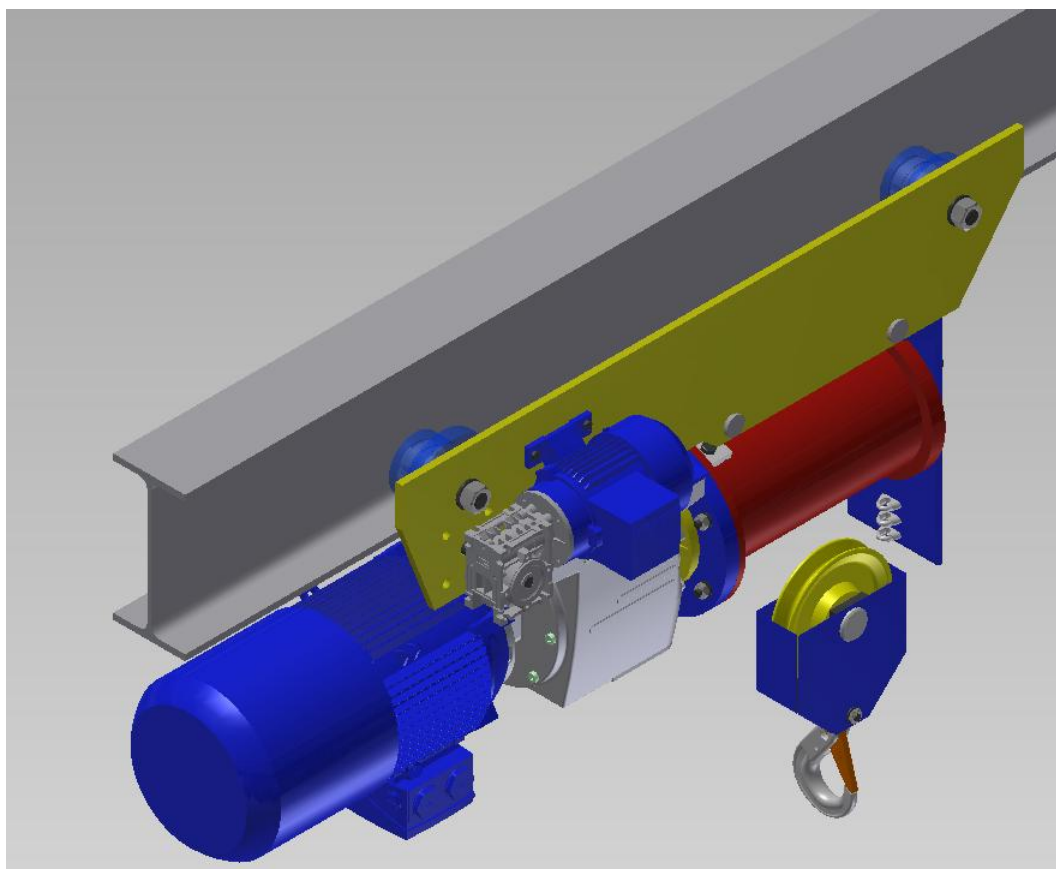


Obr. 8 Snížená výška kladkostroje [14]

3. Konstrukční řešení kladkostroje

Zdvih břemene o hmotnosti 1000 [kg] je zajištěn lanovým kladkostrojem (obr. 9). Lano je upevněno na rám kladkostroje, vedeno přes vyrovnávací kladku a navíjeno na buben. K pohonu bubnu slouží elektromotor s brzdou.

Pojezd zajišťuje druhý elektromotor, který pohání hřídel. Z té je pomocí dvou čelních ozubených soukolí přenášén krouticí moment na přední pojezdová kola.



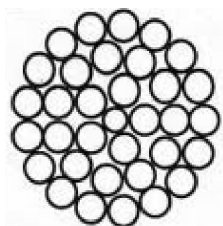
Obr. 9 Konstrukčního řešení kladkostroje

4. Tažné lano

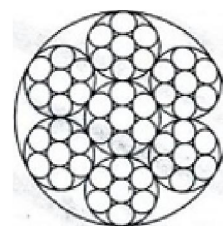
Jako tažný element volím ocelové lano. Ocelová lana jsou nejběžnějším tažným elementem u všech zdvihacích zařízení. Existuje mnoho druhů lan. Každé lano má své specifické vlastnosti a hodí se do určitých podmínek. Z toho důvodu je důležité při návrhu znát způsob a místo použití daného mechanismu.

4.1 Přehled ocelových lan

Lana se dělí podle jejich použití na pohyblivá a nepohyblivá [7]. Lana jsou obvykle spletena z kruhových drátů o jmenovité pevnosti $1300 [MPa]$ až $2000 [MPa]$. Existují lana s jednopramenná (obr. 10) nebo více pramenná (obr. 11). Lana s více prameny se skládají z vnějších pramenů sestavených z drátů a duše, která bývá ocelová, nebo konopná, napuštěná speciálním mazivem. Toto mazivo chrání vnitřní část lana proti korozi. Podle prostředí, v jakém je lano použito, jsou dráty holé nebo pozinkované (korozní prostředí). Jednopramenná lana jsou používána jako kotvící, více pramenná jako pohyblivá u jeřábů a jiných zdvihacích zařízení [7].



Obr. 10 Lano jednopramenné [22]

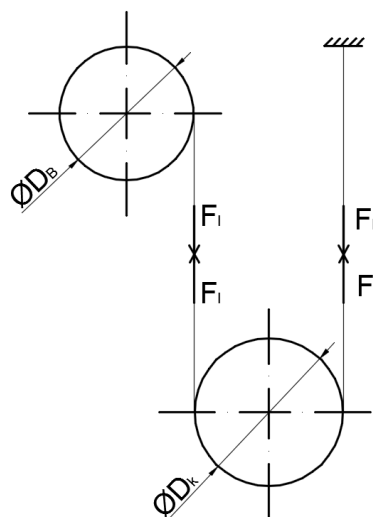


Obr. 11 Lano vícepramenné [23]

Konstrukce lan se dělí podle způsobu vinutí na pravé, levé. Více pramenná lana dělíme podle toho, jak jsou vůči sobě vinuty dráty v pramenech a samotné prameny, na stejnosměrně a protisměrně se navinující. Stejnosměrná lana jsou ohebná a měkká. Při nezátíženém stavu snadno tvoří smyčky. Z toho důvodu se nehodí tam, kde není lano udržováno stále v napjatém stavu.

4.2 Návrh a výpočet lana

Pro navrhovaný elektricky poháněný kladkostroj volím ocelové šestipramenné lano s označením STANDARD (obr. 13). Jeho velikost jsem určila ze zatížení lana na tah. Vzhledem k použití jedné vyrovnávací kladky, se maximální zadané zatížení hmotností břemene 1000 kg rozdělí na dvě stejné velikosti (obr. 12).



Obr. 12 Schéma zatížení lana

Výpočty vychází z normy ČSN 27 0100 [4]. Kladkostroje jsou používány v různých pracovních podmínkách. Podle intenzity provozu se zařazují do I. - IV. skupiny. Ze zařazení do skupiny se odvíjí i minimální bezpečnost lana k_{min} [-]. V mém případě se jedná o skupinu I., což odpovídá počtu max. 20 000 pracovních cyklů za rok při poměrném zatížení (30 - 60) [%]. V případě střídavého ohybu lana přes kladky se tato bezpečnost zvyšuje o 0,7 [-]. Výsledná bezpečnost $k_{min} = 5,7$ [-].

Síla v laně:

$$F_l = \frac{(Q + m_k)}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta} \quad (1)$$

$$F_l = \frac{(1000 + 12)}{1 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,99} = 5014 \text{ [N]}$$

kde je účinnost uložení kladky:

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,99 \text{ [-]}$$

kde $\eta_1 = 0,98$ [-] je účinnost jedné kladky uložené na valivém ložisku podle [4]

Minimální nosnost lana:

$$K = F_l \cdot k_{min} \quad (3)$$

$$K_l = 5014 \cdot 5,7 = 28\,518\,N = 28,58\,[kN]$$

Z katalogu [15] bylo zvoleno lano s nejbližší vyšší únosností. Parametry lana jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 Parametry lana [15]

Průměr lana [mm ± 5 %]	Měrná hmotnost [kg/m]	Jmenovitá únosnost lana v kN při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa
8,00	0,170	30,60



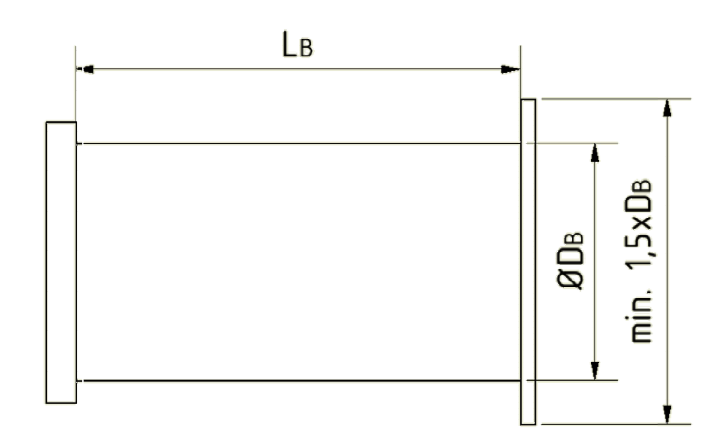
Obr. 13 Šestipramenné ocelové lano - STANDARD - 222 drátů (6 x 37) [15]

5. Lanový buben

Lanový buben pro ocelová lana je nejčastěji svařovaný z trubek, nebo skružovaný z plechů, méně často z litiny nebo lité oceli.

5.1 Návrh bubnu

Buben pro ocelová lana volím svařovaný z trubek. Lano je navinuto v jedné vrstvě. Bubny s lanem navinutým pouze v jedné vrstvě musejí být podle normy ČSN EN 14492-2+A1 [1] drážkované. Drážky musí být hladké a bez povrchových vad, které by mohly vést k poškození lana. Stoupání drážek musí být po zohlednění tolerancí dostatečně velké, aby byla zachována mezera mezi sousedními lany a nedocházelo k poškozování lana. Koncové příruby bubnu musí přecházet nejméně o 1,5 násobek jmenovitého průměru lana.



Obr. 14 Rozměry bubnu

Průměr lanového bubnu D_B [mm] navrhuji podle normy ČSN ISO 4308-1 [3]. Tento průměr se odvíjí od průměru lana d_l [mm], výběrového součinitele bubnu h_1 [-] a součinitele typu lana t_l [-] (tab. 4) pro danou klasifikaci mechanismu. Podle ČSN 4301-5 [6], se navrhovaný kladkostroj řadí do skupiny M4. Jedná se o dílenský jeřáb s pravidelným, přerušovaným používáním určený ke zdvihu.

Tab. 2 Hodnoty součinitelů pro kladkostroje skupiny M4 [-] [3]

Součinitel typu lana t_l [-]	Výběrový součinitel pro buben h_1 [-]	Výběrový součinitel pro kladku h_2 [-]
1,00	16	18

$$D_{Bmin} > h_1 \cdot t_l \cdot d_l \quad (4)$$

$$D_{Bmin} > 16 \cdot 1 \cdot 8 = 128 [mm]$$

Podle ČSN 27 1820 [5] volím normalizovaný průměr lanového bubnu $D_B = 160 [mm]$.

Rozměry, tvar a stoupání drážek bubnu (obr. 15) určuji podle normy ČSN ISO 4308-1[3].

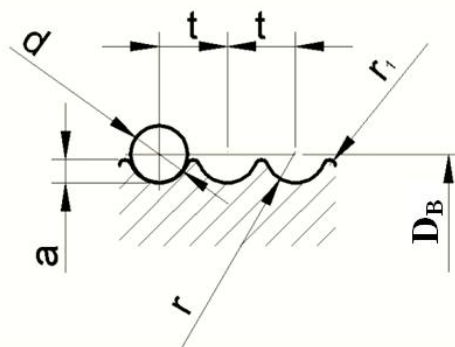
Rádus drážky $r = (0,525 \div 0,55) \cdot d$. Volím $r = 0,538 \cdot 8 = 4,3 [mm]$.

Další rozměry volím:

$$t = 10 [mm]$$

$$r_1 = 1 [mm]$$

$$a = 3,5 [mm]$$



Obr. 15 Profil lanových drážek bubnu

Celková délka lana se odvíjí od samostatné konstrukce kladkostroje. Při nákupu lana je potřeba počítat s rezervou na uchycení jednoho konce k bubnu, vedení lana přes kladku a uchycení druhého konce ke konstrukci rámu.

$$L = n \cdot h \quad (5)$$

$$L = 2 \cdot 5 = 10 [m]$$

Počet závitů na bubnu je dán délkou navíjeného lana a průměrem lanového bubnu.

K vypočtené hodnotě je přičten počet závitů, který je doporučeno volit v rozmezí

$$z_u = 2 \div 3 [-].$$

$$z_B = \frac{L}{\pi \cdot D_B} + z_u \quad (6)$$

$$z_B = \frac{10\,000}{\pi \cdot 160} + 2 = 21,89 \cong 22 \text{ závitů}$$

Buben se skládá ze závitové části a dvou hladkých částí, které se nachází na koncích bubnu. Konce lana uchycují co nejblíže u kraje bubnu a to ve vzdálenosti $4t$.

$$L_B = l_z + 2 \cdot l_h \quad (7)$$

$$l_z = z_B \cdot t \quad (8)$$

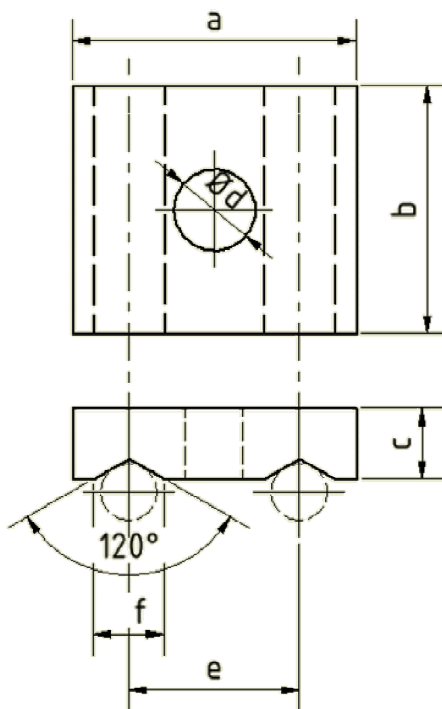
$$l_h = 4 \cdot t \quad (9)$$

$$L_B = z_B \cdot t + 2 \cdot 4 \cdot t = 22 \cdot 10 + 8 \cdot 10 = 300 \text{ [mm]}$$

Konce lana musí být uchyceny tak, aby byla možná jejich výměna během životnosti stroje. Jeden z běžně používaných způsobů uchycení lana je pomocí přílozek. Mé příložky jsou přišroubovány na hladkou část bubnu (obr. 16). Rozměry přílozek jsou stanoveny pomocí tab. 3, která vychází z průměru lana.

Tab. 3 Rozměry lanových přílozek [mm] [6]

Průměr lana	a	b	c	d	d ₁	e	f	r
8	40	35	10	11,5	M10	24	10	2

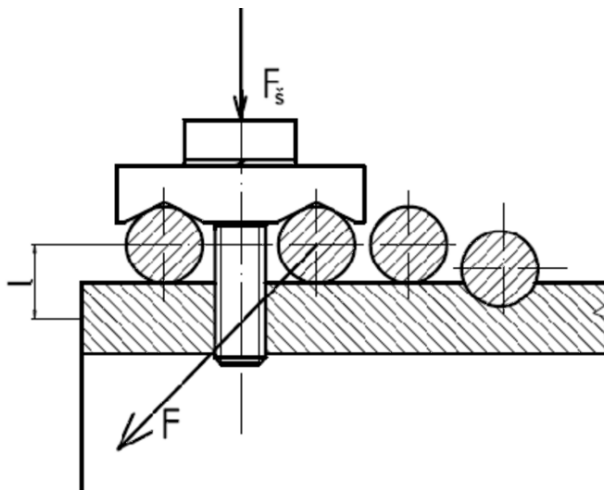


Obr. 16 Rozměry lanových přílozek

Při výpočtu uvažují zmenšení tažné síly [7].

$$F = \frac{F_l}{e^{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot o}} \quad (10)$$

$$F = \frac{5014}{e^{0,13 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2}} = 979 \text{ [N]}$$



Obr. 17 Uchycení lana k bubnu

Pro vyvolání potřebné osově síly ve šroubech F_s [N] musí být šroub utažen utahovacím momentem M_u [Nmm]. Parametry šroubu jsou uvedeny v tab. 4.

$$F_s = \frac{F}{2 \cdot f} \quad (11)$$

$$F_s = \frac{979}{2 \cdot 0,13} = 3765 \text{ [N]}$$

Utahovací moment:

$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} = M_{TZ} + \frac{1}{2} M_{TZ} = \frac{3}{2} F_s \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (12)$$

$$M_u = \frac{3}{2} 3765 \cdot \operatorname{tg}(3,028 + 7,889) \frac{9,026}{2} = 4916 \text{ [Nmm]}$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (13)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,028 [^\circ]$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (14)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,889 [^\circ]$$

Tab. 4 Parametry šroubu M10 - 8.8 [11]

P _h	[mm]	1,5
d	[mm]	10
d ₂	[mm]	9,026
d ₃	[mm]	8,160
α	[°]	60
R _e	[MPa]	640

Výsledné napětí ve šroubu musí být menší než mez kluzu R_e [MPa] vydělená bezpečností. Volím bezpečnost $k = 2,5[-]$ [7].

$$\sigma_c = \frac{F_s}{i \cdot S} + \frac{M_o}{i \cdot W_o} \leq \frac{R_e}{k} \quad (15)$$

$$\sigma_c = \frac{3765}{1 \cdot 52,269} + \frac{7832}{1 \cdot 53,342} \leq \frac{640}{2,5}$$

$$219 [MPa] \leq 256 [MPa]$$

kde:

$$M_o = F \cdot l = F \cdot \left(\frac{s_B + d}{2} \right) \quad (16)$$

$$M_o = 979 \cdot \left(\frac{8 + 8}{2} \right) = 7832 [Nmm]$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (17)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 8,160^2}{4} = 52,296 [mm^2]$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (18)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 8,160^3}{32} = 53,342 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Podle [7] musejí být použity vždy nejméně dvě podložky a to ve vzdálenosti $5d$ [mm] od sebe, kde d [mm] je průměr šroubu. Volím dvě podložky ve vzdálenosti 50 [mm].

Tloušťka stěny lanového bubnu se odvíjí od minimálního průměru lana d_l [mm] a způsobu výroby bubnu. V mém případě je tloušťka bubnu s_B ($0,8 \div 1$) násobkem průměru lana [6].

$$s_B = (0,8 \div 1) \cdot d_l \quad (19)$$

$$s_B = 1 \cdot 8 = 8 \text{ mm}$$

5.2 Pevnostní výpočet bubnu

Lanový buben kladkostroje je namáhán na ohyb, krut a tlak od svírajících lan. Z jednotlivých napětí pak spočítám napětí redukované podle vzorce (20). Toto napětí nesmí být větší než dovolené napětí $\sigma_{Dov} = 98,1$ [MPa] [7].

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_d^2} \leq \sigma_{Dov} \quad (20)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{5,37^2 + 67,75^2} = 67,96 \text{ MPa} \leq 98,1 \text{ [MPa]}$$

Kde:

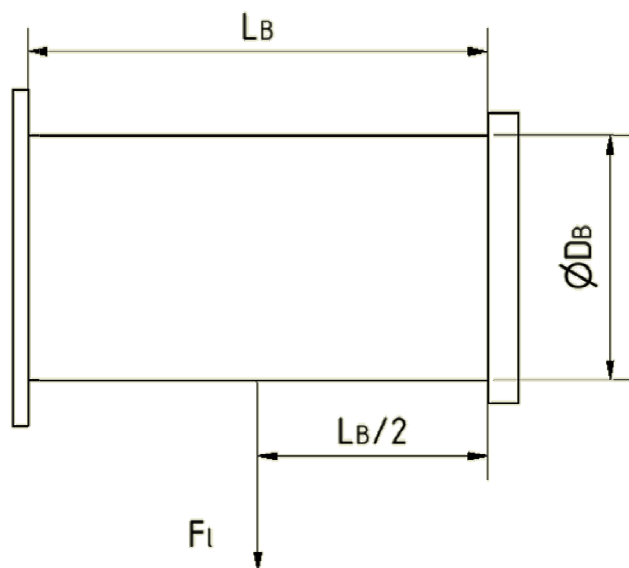
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (21)$$

$$\sigma_o = \frac{752 \ 100}{140 \ 185,6} = 5,37 \text{ [MPa]}$$

$$M_o = F_l \cdot \frac{L_B}{2} \quad (22)$$

$$M_o = 5014 \cdot \frac{300}{2} = 752 \ 100 \text{ [Nmm]}$$

Maximální ohybový moment působí v polovině bubnu, kdy je délka ohybového ramene největší (obr. 18).



Obr. 18 Schéma zatížení bubnu

$$W_o = 0,8 \cdot \left(D_B - \frac{d}{2} - s_B \right)^2 \cdot s_B \quad (23)$$

$$W_o = 0,8 \cdot \left(160 - \frac{8}{2} - 8 \right)^2 \cdot 8 = 140\,185,6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Namáhání bubnu od tlaku lana bývá obvykle podstatně větší než namáhání na krut a ohyb. Vzniká od svírajících sil lana.

$$\sigma_d = \frac{F_l \cdot D_B}{\left(D_B - \frac{d}{2} - s_B \right) \cdot s_B \cdot t} \quad (24)$$

$$\sigma_d = \frac{5014 \cdot 160}{\left(160 - \frac{8}{2} - 8 \right) \cdot 8 \cdot 10} = 67,75 \text{ [MPa]}$$

Dovolené napětí v krutu nesmí být větší než $\tau_{Dk} = 1,961 \text{ [MPa]}$ [7].

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (25)$$

$$\tau_k = \frac{401\,120}{280\,371,2} = 1,43 \text{ [MPa]} \leq 1,961 \text{ [MPa]}$$

Kde mezní krouticí moment na bubnu je:

$$M_k = \frac{F_l \cdot D_B}{2} \quad (26)$$

$$M_k = \frac{5014 \cdot 160}{2} = 401\,120 \text{ [Nmm]}$$

a modul průřezu v krutu:

$$W_k = 1,6 \cdot \left(D_B - \frac{d}{2} - s_B \right)^2 \cdot s_B \quad (27)$$

$$W_k = 1,6 \cdot \left(160 - \frac{8}{2} - 8 \right)^2 \cdot 8 = 280\,371,2 \text{ [mm}^3\text{]}$$

6. Kladnice

Kladnice se skládá ze dvou shodných částí rámu, které jsou spojeny dvěma čepy. Na horním čepu je na valivém ložisku uložena kladka pro jedno lano. Na spodním čepu je umístěn hák s bezpečnostní svorkou.

6.1 Návrh kladky

Kladky se používají, požadujeme-li změnu směru pohybu lana nebo chceme-li snížit sílu potřebnou ke zdvihu. Kladky se musí volně otáčet a jejich konstrukce nesmí zbytečně namáhat lano. Jestliže se sousedící kladky, případně buben, otáčejí v opačném směru, měla by mezi nimi být časová prodleva alespoň $0,25 [s]$, aby bylo lanu umožněno zotavení před ohybem v opačném směru [3]. Při zadané rychlosti zdvihu překročení prodlevy nehrozí.

Průměr kladky počítám obdobně jako u bubnu podle normy ČSN 27 1820 [5]. Výpočet vychází z průměru lana $d_l [mm]$, výběrového součinitele kladky $h_2 [-]$ a součinitele typu lana $t_l [-]$ pro danou klasifikaci mechanismu dle ČSN 4301-5 [6] (tab. 4).

$$D_K' = h_2 \cdot t_l \cdot d_l \quad (28)$$

$$D_K' = 18 \cdot 1 \cdot 8 = 144 [mm]$$

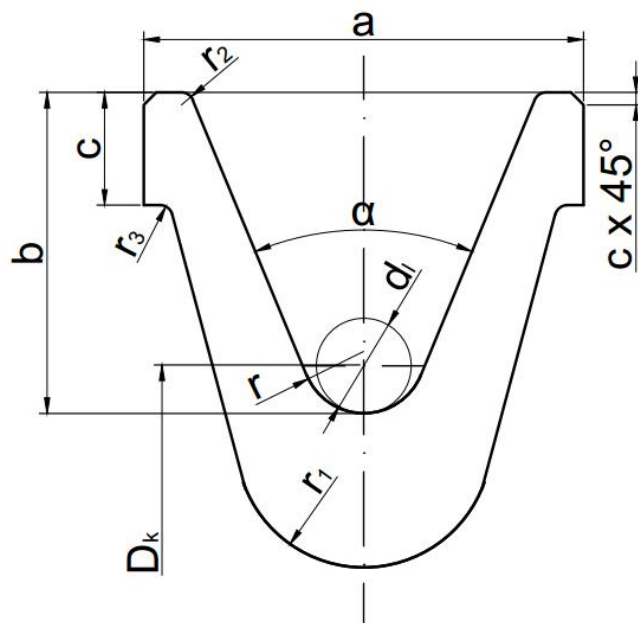
Dle ČSN 27 1820 [5] volím normalizovaný průměr lanového bubnu $D_K = 160 [mm]$.

Rozměry kladky jsou dány normou ČSN 27 1820 [5]. Zvolenému průměru lana $d_l [mm]$ odpovídají ostatní rozměry drážky kladky. Tyto rozměry jsou uvedeny v tab. 5 a znázorněny na obr. 19.

Tab. 5 Rozměry kladky $[mm]$ [5]

d_l	r	A	b	C	E	r_1	r_2	r_3
8	5	28	18	6	0,5	10	2,5	1,5

Úhel rozevření drážky kladky $\alpha = 45^\circ$ volím podle ČSN 27 1820 [5].



Obr. 19 Drážka kladky

6.2 Konstrukce háku

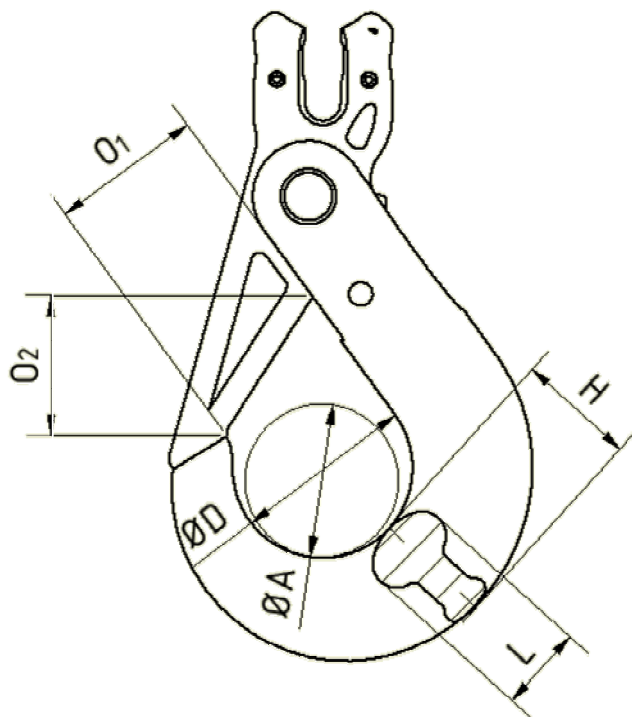
Konstrukci a materiál háku určuje norma ČSN EN 1677-3+A1 [2]. Vzhledem k bezpečnosti musí být hák samouzavírací, což znamená, že se zatížením uzavře a zajistí. K otevření bude moci dojít pouze v nezatíženém stavu. Háček nesmí mít hrubý povrch a ostré hrany, aby nemohlo dojít při manipulaci ke zranění.

Rozměry háku jsou znázorněny na obr. 20 a v tab. 6. Rozměry háku vychází z maximální nosnosti kladkostroje. Háček dále musí splňovat tyto podmínky:

- skutečné rozevření háku musí být menší než rozevření O_1 [mm] a O_2 [mm]
- výška B [mm] musí být minimálně 65 [%] skutečného rozevření O [mm]
- skutečné rozevření O [mm] nesmí přesáhnout 95 [%] průměru sedla D [mm]
- háček musí být schopný se zavřít po vsunutí tyče o průměru A [mm]
- maximální hodnoty H [mm] a L [mm] neplatí pro oblast uzavíracího mechanismu

Tab. 6 Rozměry háku [2]

Nosnost [t]	D min [mm]	O min [mm]	F min [mm]	H max [mm]	L max [mm]
1	30	24	16	34	23



Obr. 20 Hák

7. Pohon pro navinutí lana

Motory pro zdvih a spouštění musí být podle normy ČSN EN 14492-2+A1 [1] jištěny brzdou. Pro navíjení lana volím asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a přidavnou brzdou.

7.1 Návrh a parametry motoru

Podle normy ČSN EN 14492-2+A1 [1] musí mít motor kladkostroje, který slouží ke zdvihu břemene, poměr moment zvratu ku jmenovitému momentu minimálně 2,2 [-]. Elektromotor volím z katalogu [19] s ohledem na minimální výkon vypočítaný podle vzorce (29) a minimální zvratový poměr.

$$P_{1min} = \frac{P_B}{\eta_B \cdot \eta_{pz}} \quad (29)$$

$$P_{1min} = \frac{1,3371}{0,96 \cdot 0,95} = 1,466 [kW]$$

Kde $\eta_B = 0,96 [-]$ je účinnost bubnu uloženého ve valivém ložisku a $\eta_{pz} = 0,95 [-]$ účinnost převodovky.

Výkon na bubnu:

$$P_B = M_B \cdot \omega_B = M_B \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_B}{60} \quad (30)$$

$$P_B = 401,12 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{31,83}{60} = 1337,1 W = 1,3371 [kW]$$

Kde jsou otáčky bubnu:

$$v_B' = \omega_B \cdot \frac{D_B}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_B' \cdot \frac{D_B}{2} \Rightarrow n_B' = \frac{v_B'}{\pi \cdot D_B} \quad (31)$$

$$n_B = \frac{16}{\pi \cdot 0,160} = 31,83 [min^{-1}]$$

a moment na bubnu:

$$M_B = F_l \cdot \frac{D_B}{2} \quad (32)$$

$$M_B = 5014 \cdot \frac{0,160}{2} = 401,12 [Nm]$$

Obvodová rychlost bubnu:

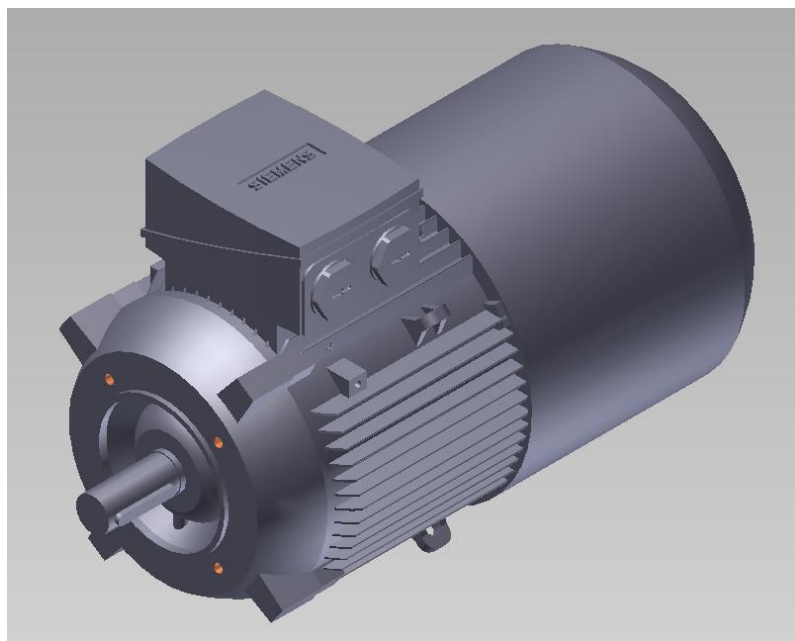
$$n = \frac{v_B'}{v_z} \Rightarrow v_B' = n \cdot v_z \quad (33)$$

$$v_B = 2 \cdot 8 = 16 [m \cdot min^{-1}]$$

Volím asynchronní třífázový elektromotor 1LE1002-1BC22-2KA4-Z F01+F11 s menší přírubou a brzdou (obr. 21). Pomocí této příruby je motor uchycen k čelní ozubené převodovce. Parametry motoru jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7 Parametry elektromotoru pro zdvih [19]

Jmenovitý výkon	P_{Mz}	[kW]	2,2
Jmenovité otáčky	n_{Mz}	$[min^{-1}]$	930
Jmenovitý moment	M_{Mzj}	[Nm]	23
Zvratový poměr	ξ	[-]	2,5
Moment zvratu	M_{Mzmax}	[Nm]	58
Záběrový moment	M_{Mzz}	[Nm]	53
Jmenovitý proud (při 400V)	I_{Mz}	[A]	5,4
Moment setrvačnosti	J_z	$[kg \cdot m^2]$	0,0092
Hmotnost	m_{mz}	[kg]	25
Velikost motoru		[-]	112M
Počet pólů		[-]	6



Obr. 21 Motor 1LE1002-1BC22-2KA4-Z F01+F11

7.1.1 Kontrola motoru na momentovou přetížitelnost

Rozběhový moment motoru musí být dostatečně velký, aby překonal statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru, setrvačný moment všech posuvných sil hmotnosti soustavy, redukováný na hřídel motoru a setrvačný moment všech rotujících hmotností soustavy, redukováný na hřídel motoru.

Statický moment břemene:

$$M_Q = \frac{M_{B,max}}{i_{pz} \cdot \eta_c} \quad (34)$$

$$M_Q = \frac{641,63}{30,27 \cdot 0,86} = 24,6 [Nm]$$

kde:

$$\eta_c = \eta_L \cdot \eta_B \cdot \eta_{pz} \quad (35)$$

$$\eta_c = 0,933 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,86 [-]$$

kde účinnost lanového převodu $\eta_L = 0,933 [-]$ [4], účinnost bubnu uloženého ve valivém ložisku $\eta_B = 0,96 [-]$ a účinnost čelní převodovky $\eta_{pz} = 0,96 [-]$ [17].

Setrvačný moment všech posuvných rychlostí:

$$M_p = M_Q \cdot \frac{v_z}{g \cdot t_r} \quad (36)$$

$$M_p = 23 \cdot \frac{\frac{7,72}{60}}{9,81 \cdot 2} = 0,15 \text{ [Nm]}$$

Setrvačný moment všech rotujících hmotností:

$$M = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} = J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t} \quad (37)$$

$$M_r = \alpha_j \cdot J_{Mz} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{Mz}}{60}}{t_{rz}} \quad (38)$$

$$M_r = 1,4 \cdot 0,0092 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{930}{60}}{2} = 0,627 \text{ [Nm]}$$

kde koeficient upravující vliv ostatních rotujících hmot $\alpha_j = 1,4$ [-] [8].

Rozběhový moment motoru:

$$M_{roz b} = M_Q + M_p + M_r \quad (39)$$

$$M_{roz b} = 24,6 + 0,15 + 0,627 = 25,377 \text{ [Nm]}$$

Podmínka momentové přetíženosti:

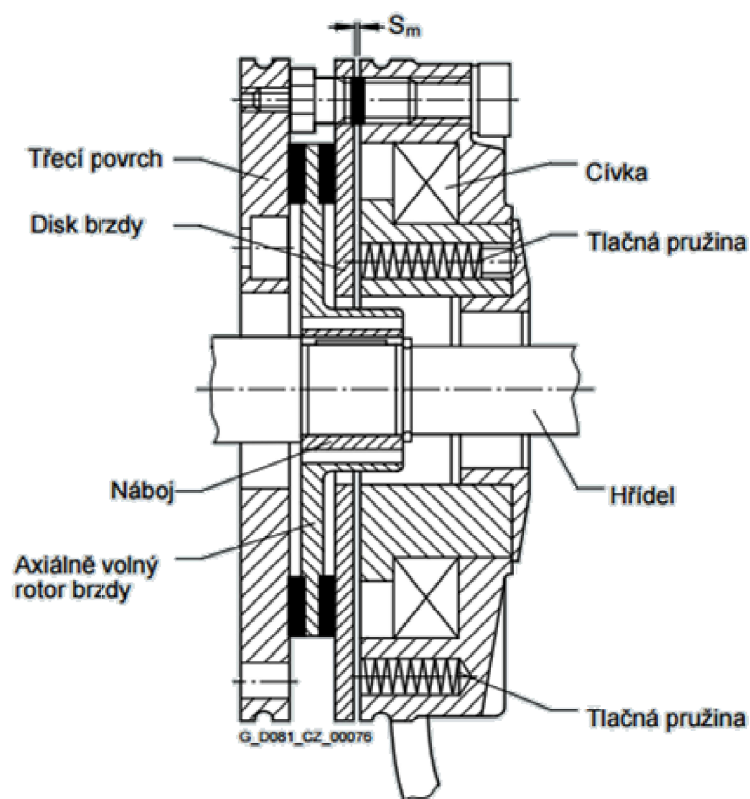
$$M_{roz b} < M_{Mzz} \quad (40)$$

$$25,377 \text{ Nm} < 53 \text{ [Nm]}$$

Podmínka momentové přetíženosti byla splněna. Navržený motor vyhovuje.

7.2 Návrh a parametry brzdy

Ke zvolenému motoru je přímo určený typ vestavné brzdy, jejíž označení je 2LM8 060-6NA60 (obr. 22). Jedná se o jednokotoučovou třecí brzdu se dvěma třecími povrchy. Několik tlačných pružin vytváří v brzdě při bezproudovém stavu brzdny moment třením. Brzda je uvolňována elektromagneticky. Parametry zvolené brzdy jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 22 Provedení pružinové brzdy 2LM8 [19]

Tab. 8 Parametry brzdy 2LM8 060-6NA60 [19]

Jmenovitý brzdňý moment M_{br} (při 1000 ot.min ⁻¹)	[Nm]	60
Spínací doba brzdy t_{b1}	[ms]	60
Uvolňovací doba brzdy t_{b2}	[ms]	210
Životnost obložení brzdy	[N.m · 10 ⁶]	1600
Účinnost brzdy η_b	[-]	0,8

7.2.1 Kontrola brzdného momentu

Podle normy ČSN EN 14492-2+A1 [1], jsou dány dva minimální brzdné momenty na hřídeli motoru. Moment statický určený podle vzorce (41), který zabrání proklouznutí brzdy v klidu a moment dynamický určený podle vzorce (42), který dává brzda během celého cyklu.

$$M_{br} \geq 2 \cdot M_{roz b} \cdot \eta_b^2 \quad (41)$$

$$60 \geq 2 \cdot 25,377 \cdot 0,8$$

$$60 \text{ Nm} \geq 40,6 \text{ [Nm]}$$

$$M_{br} \geq 1,5 \cdot M_{roz b} \cdot \eta_b^2 \quad (42)$$

$$60 \geq 1,5 \cdot 25,377 \cdot 0,8$$

$$60 \text{ [Nm]} \geq 30,45 \text{ [Nm]}$$

Navržená brzda z hlediska statické i dynamické bezpečnosti vyhovuje.

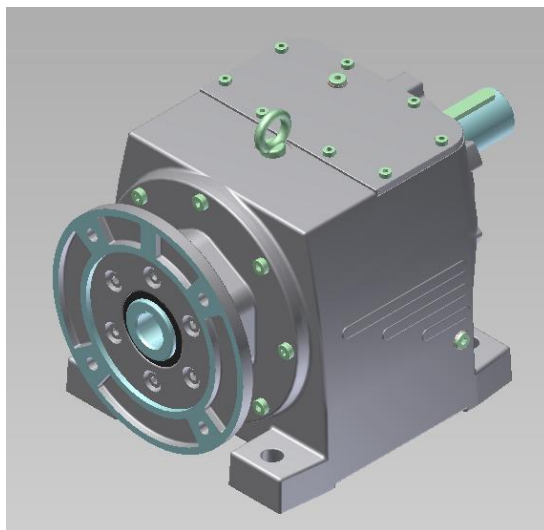
7.3 Návrh a parametry převodovky TOSS

Aby bylo dosaženo požadovaných otáček na bubnu, je mezi motor a buben namontována převodovka. Vzhledem ke konstrukci celého kladkostroje volím čelní ozubenou převodovku. Požadovaný převodový poměr je určen pomocí vzorce (43).

$$i_{pz}' = \frac{n_{Mz}}{n_B} \quad (43)$$

$$i_{pz}' = \frac{930}{31,83} = 29,21 [-]$$

Volím třístupňovou čelní ozubenou převodovku MTC 53AG3650/2,2kW6p (obr. 23). Parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 9. Tato převodovka je přímo konstruována na připojení k motorům značky Siemens.



Obr. 23 Převodovka MTC 52AG3650/2,2kW6p

Tab. 9 Parametry převodovky [17]

Převodový poměr	i_{pz}	[-]	30,27
Max. výkon	$P_{pz,max}$	[kW]	4,29
Max. radiální síla	$F_{rz,max}$	[N]	9900
Hmotnost	m_{pz}	[kg]	58

7.3.1 Kontrola rychlosti zdvihu

Skutečné výstupní hodnoty vypočteme z parametrů zvoleného motoru a převodovky. Kontroluji rychlost zdvihu, jejíž hodnota se musí pohybovat v rozmezí ± 5 [%] ze zadané hodnoty a maximální reálný moment na bubnu.

Reálná rychlost zdvihu:

$$n = \frac{v_B}{v_z} \Rightarrow v_z = \frac{v_B}{n} \quad (44)$$

$$v_z = \frac{15,44}{2} = 7,72 [m.min^{-1}]$$

kde je rychlost navíjení lana na bubnu:

$$v_B = \omega_B \cdot \frac{D_B}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_B \cdot \frac{D_B}{2} \quad (45)$$

$$v_B = 2 \cdot \pi \cdot 30,72 \cdot \frac{0,160}{2} = 15,44 [m.min^{-1}]$$

a kde jsou reálné otáčky bubnu:

$$i_{pz} = \frac{n_{MZ}}{n_{Br}} \Rightarrow n_B = \frac{n_{MZ}}{i_{pzt}} \quad (46)$$

$$n_B = \frac{930}{30,27} = 30,72 [min^{-1}]$$

Rozdíl zadané a reálné rychlosti:

$$100 - \frac{v_z}{v_z} \cdot 100 = 100 - \frac{7,72}{8} \cdot 100 = 3,49 [\%] \quad (47)$$

Reálná rychlost se od zadané liší o 3,49 [%]. Převodovka vyhovuje.

Kontrola krouticího momentu na bubnu:

$$M_B \leq M_{B,max} \quad (48)$$

$$320,896 [Nm] \leq 641,63 [Nm]$$

kde:

$$M_{B,max} = M_{Mzj} \cdot i_{pz} \cdot \eta_{pz} \cdot \eta_B \quad (49)$$

$$M_{B,max} = 23 \cdot 30,27 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 641,63 [Nm]$$

Reálný krouticí moment na bubnu je větší než je minimální krouticí moment potřebný ke zdvihu břemene o dané hmotnosti. Zvolená převodovka a motor vyhovují.

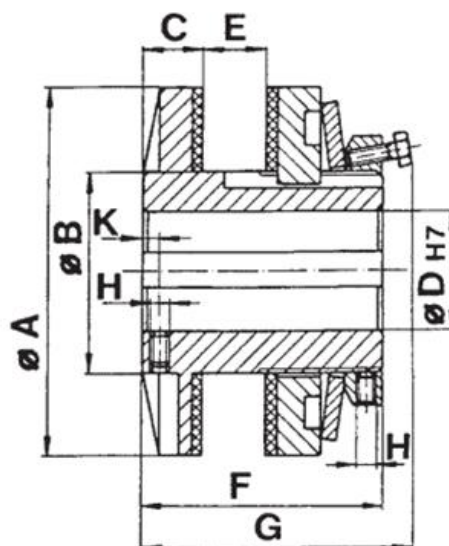
7.4 Návrh a parametry spojky

Z důvodu bezpečnosti jsou převodovka s bubnem spojeny pomocí třecí spojky. Tato spojka zajistí, že nedojde ke zdvihu břemen o vyšší hmotnosti než je nosnost kladkostroje. V případě přetížení kladkostroje dojde tedy k prokluzu spojky, čímž se zamezí poškození celého soustrojí a ohrožení bezpečí obsluhy. Vzhledem ke krouticímu momentu a přípojným rozměrům jsem z katalogu [21] zvolila třecí spojku typu RT 1200 (obr. 22) jejíž rozměry jsou uvedeny v (tab. 11).

Krouticí moment se nastavuje pomocí čtyř stavěcích šroubů, které jsou rovnoměrně dotaženy. Požadovaný krouticí moment se musí pohybovat v rozmezí (25 - 100) [%] maximálního přenášeného momentu určeného tab. 10.

Tab. 10 Parametry spojky [21]

Typ	RT 1200		
Únosnost	M_{zs}	[Nm]	630
Maximální otáčky	$n_{zs,max}$	$[\text{min}^{-1}]$	380
Hmotnost	m_{zs}	[kg]	6,4



Obr. 24 Třecí spojka RT 1200 [21]

Tab. 11 Rozměry spojky RT 1200 [21]

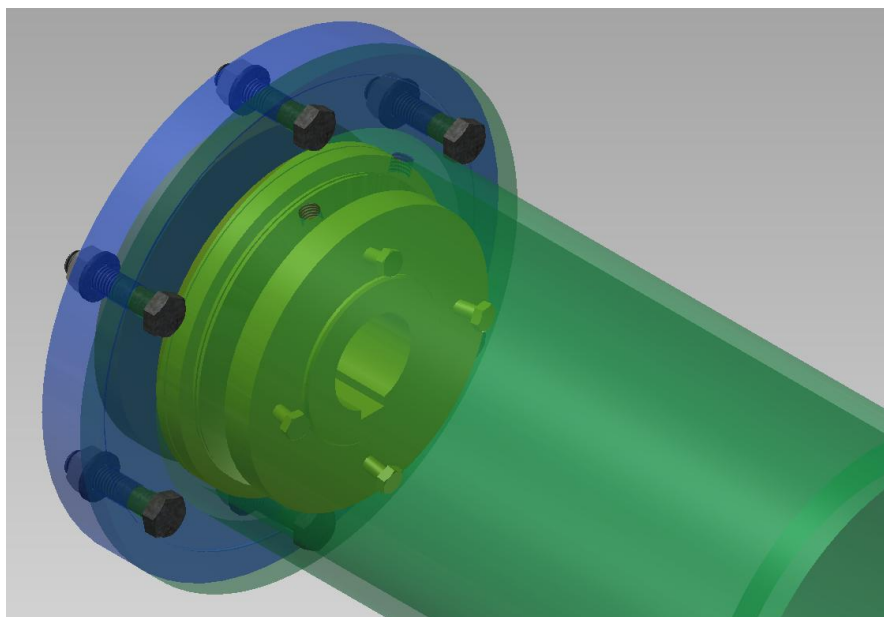
A	B	C	D	E	F	G	H	K
[mm]								[mm]
140	70	18	25-50	10-22	82	92	M6	7

Třecí spojka je nasazena na výstupní hřídel převodovky. Na spojku je nasazen lanový buben. Dle rozměrů výstupní hřídele převodovky volím průměr $D_1 = 40 \text{ [mm]}$ a šířku $b_1 = 20 \text{ [mm]}$.

7.5 Návrh spojení bubnu a pohonu

Vzhledem k velikosti zvolené třecí spojky a normou určeného průměru bubnu, jsem k jejich spojení použila přírubu. Tato příruba bude vložena do třecí spojky a spojena s bokem bubnu několika šrouby (obr. 25).

Jedná se o konstrukčně upravenou kotoučovou spojku. Při výpočtu postupuji stejně jako při návrhu této spojky. Ke spojení dvou přírub jsem použila šest klasických šroubů velikosti M10, ty vyvolají třecí moment mezi přírubami. Parametry šroubů jsou uvedeny v tab. 12. Návrh provádím na maximální moment na bubnu určený podle vzorce (49).



Obr. 25 Připojení pohonu k bubnu

Tab. 12 Parametry šroubu M10 - 8.8 [11]

P _h	[mm]	1,5
D	[mm]	10
d ₂	[mm]	9,026
d ₃	[mm]	8,160
d _s	[mm]	14
A	[°]	60
R _e	[MPa]	640
I	[-]	6

Minimální utahovací moment šroubu:

$$T_{u,min} = F_{o,min} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o,min} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot f \quad (50)$$

$$T_{u,min} = 5166 \cdot tg(3,028 + 7,889) \cdot \frac{9,026}{2} + 5166 \cdot \frac{14}{2} \cdot 0,2 = 11\,729,17 \text{ [Nmm]}$$

kde je minimální osová síla ve šroubu:

$$M_{B,max} = F_{o,min} \cdot i \cdot R_s \cdot f \Rightarrow F_{o,min} = \frac{M_{B,max}}{i \cdot R_s \cdot f} \quad (51)$$

$$F_{o,min} = \frac{641,63 \cdot 10^3}{6 \cdot 103,5 \cdot 0,2} = 5166 \text{ [N]}$$

kde R_s [mm] je rameno třecí síly a f [-] součinitel tření mezi přírubami.

$$R_s = \frac{D_1 + d_1}{4} \quad (52)$$

$$R_s = \frac{220 + 194}{4} = 103,5 \text{ [mm]}$$

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (53)$$

$$\psi = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,028 \text{ [°]}$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (54)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,889 \text{ [°]}$$

Maximální utahovací moment šroubu s ohledem na maximální tlak na příruby:

$$T_{u1,max} = F_{o1,max} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o1,max} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot f \quad (55)$$

$$\begin{aligned} T_{u1,min} &= 1\,014\,480 \cdot tg(3,028 + 7,889) \cdot \frac{9,026}{2} + 1\,014\,480 \cdot \frac{14}{2} \cdot 0,2 = \\ &= 26\,630,5 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

kde je maximální osová síla:

$$p_D = \frac{F_{o1,max}}{S} \Rightarrow F_{o1,max} = p_D \cdot S \quad (56)$$

$$F_{o1,max} = 120 \cdot 8454 = 1\,014\,480 \text{ [Nmm]}$$

kde:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_1^2) \quad (57)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (220^2 - 194^2) = 8454 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Maximální utahovací moment šroubu s ohledem na maximální osovou sílu ve šroubu:

$$T_{u2,max} = F_{o2,max} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o2,max} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot f \quad (58)$$

$$\begin{aligned} T_{u2,min} &= 16\,734,8 \cdot \operatorname{tg}(3,028 + 7,889) \cdot \frac{9,026}{2} + 16\,734,8 \cdot \frac{14}{2} \cdot 0,2 = \\ &= 37\,995,6 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

kde je maximální osová síla:

$$\frac{F_{o2,max}}{S_s} \leq \frac{R_e}{k} \Rightarrow F_{o2,max} = \frac{R_e}{k} \cdot S_s = \frac{R_e}{k} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (59)$$

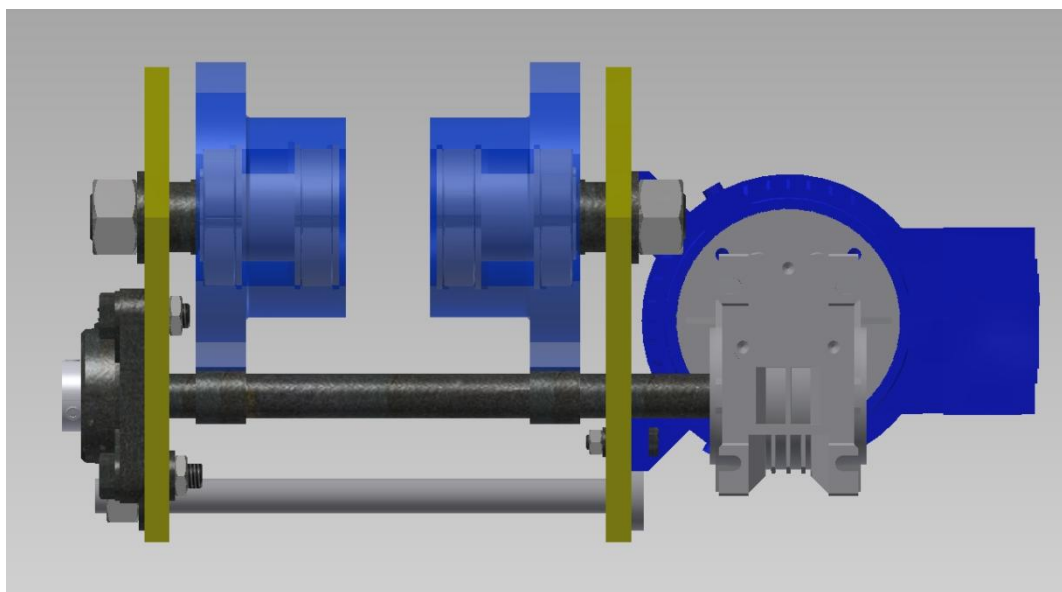
$$F_{o2,max} = \frac{640}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 8,160^2}{4} = 16\,734,8 \text{ [Nmm]}$$

Navržené šroubové připojení dvou přírub pomocí šesti klasických šroubů M10 vyhovuje. Uťahovací moment šroubů se musí pohybovat v rozmezí $(T_{u,min} \div T_{u1,min}) = (11\,729,17 \div 26\,630,5) \text{ [Nmm]}$.

8. Pojezd kladkostroje

Návrh pojezdu vychází z konstrukce kladkostroje (obr. 28). Je určen tvar nosníku, po kterém se kladkostroj pohybuje a způsob pohonu kol.

Jako pohon jsem z katalogu firmy Siemens [20] zvolila třífázový elektromotor. Na elektromotor je nasazena šneková převodovka firmy Raveo [18], do které je vložena průběžná hřídel. Tato hřídel je vedena pod profilem I typu IPE a upevněna v ložiskovém domku [16] na rámu kladkostroje. Na hřídeli jsou dále ozubená kola, která přenáší krouticí moment na dvě přední kola pojezdu kladkostroje.



Obr. 26 Konstrukce pojezdu

8.1 Návrh a parametry motoru

Motor určený k pojezdu kladkostroje po profilu, musí překonat odpor valení pojezdových kol. Venkovní kladkostroje překonávají i odpor větru. U mnou navrhovaného kladkostroje používaného v hale tento odpor zaniká. Motory u kladkostrojů pohybujících se rychlostí do $35 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ nemusejí být vybaveny brzdou.

Pro výpočet je třeba znát hmotnost celého kladkostroje m_c [kg], která je přibližně rovna 250 [kg].

$$W = \frac{(Q + m_c) \cdot g}{r_k} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \kappa \quad (60)$$

$$W = \frac{(1000 + 250) \cdot 9,81}{40} \cdot (0,8 + 0,02 \cdot 15) \cdot 2,5 = 843 [N]$$

Kde rameno valivého tření $e = 0,7 [mm]$, čepové tření pro valivá ložiska $f_{\xi} = 0,02 [-]$ a přidavné odpory pro jeřábové kočky $\kappa = 2,5 [-]$ [12].

Stanovení výkonu elektromotoru:

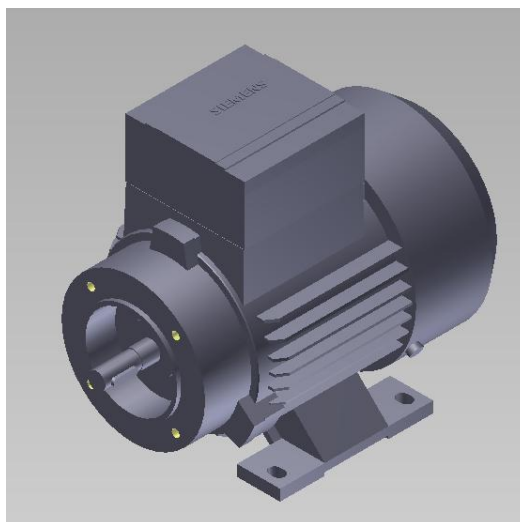
$$P_p = \frac{W \cdot v_p}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_p} \quad (61)$$

$$P_p = \frac{843 \cdot 5}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,85} = 0,08 [kW]$$

Z katalogu výrobce elektromotorů Siemens [20] volím motor 1LA7 063-6AB17 patko-přírubový (obr. 27). Parametry zvoleného motoru jsou uvedeny v tab. 13.

Tab. 13 Parametry elektromotoru [20]

Jmenovitý výkon	P_{Mp}	[kW]	0,09
Jmenovité otáčky	n_{Mp}	$[\text{min}^{-1}]$	870
Jmenovitý moment	M_{Mpi}	[Nm]	1
Zvratový poměr	ξ	[-]	1,9
Moment zvratu	M_{Mpmax}	[Nm]	1,9
Záběrový moment	M_{Mpz}	[Nm]	1,8
Jmenovitý proud (při 400V)	I_{Mp}	[A]	0,47
Moment setrvačnosti	J_{mp}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,0004
Hmotnost	m_{mp}	[kg]	4,1
Velikost motoru		[-]	63
Počet pólů		[-]	6



Obr. 27 Elektromotor ILA7 063-6AB17

8.1.1 Kontrola motoru na momentovou přetíženost

Stejně jako u motoru pro zdvih musí být rozběhový moment motoru dostatečně velký, aby překonal statický moment břemene, redukováný na hřídel motoru, setrvačný moment všech posuvných sil hmotnosti soustavy, redukováný na hřídel motoru a setrvačný moment všech rotujících hmotností soustavy, redukováný na hřídel motoru.

Statický moment břemene:

$$M_Q = \frac{W \cdot r_k}{i_{pp} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_c} \quad (62)$$

$$M_Q = \frac{843 \cdot 0,04}{7,5 \cdot \frac{122}{21} \cdot 0,85} = 0,91 [Nm]$$

kde:

$$\eta_c = \eta_{pp} \cdot \eta_z \quad (63)$$

$$\eta_c = 0,86 \cdot 0,99 = 0,85 [-]$$

kde účinnost šnekové převodovky $\eta_{pp} = 0,86 [-]$ [18] a účinnost čelního ozubení $\eta_z = 0,99 [-]$ [19].

Moment setrvačnosti všech posuvných rychlostí:

$$M_p = \frac{(Q + m_c) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_{rp}} \cdot r_k}{i_{pp} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_c} \quad (64)$$

$$M_p = \frac{(1000 + 250) \cdot \frac{5}{60 \cdot 2} \cdot 0,04}{7,5 \cdot \frac{122}{21} \cdot 0,85} = 0,056 [Nm]$$

Setrvačný moment všech rotujících hmotností:

$$M = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} = J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t} \quad (65)$$

$$M_r = \alpha_j \cdot J_{Mp} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{Mp}}{60}}{2} \quad (66)$$

$$M_r = 1,4 \cdot 0,0004 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{870}{60}}{2} = 0,026 [Nm]$$

kde koeficient upravující vliv ostatních rotujících hmot $\alpha_j = 1,4[-]$ [8].

Rozběhový moment motoru:

$$M_{rozb} = M_Q + M_p + M_r \quad (67)$$

$$M_{rozb} = 0,91 + 0,056 + 0,026 = 0,992 [Nm]$$

Podmínka momentové přetíženosti:

$$M_{rozb} < M_{Mpz} \quad (68)$$

$$0,992 [Nm] < 1,8 [Nm]$$

Kontrola doby rozjezdu:

$$t_r \geq t_{r,min} \quad (69)$$

$$2 [s] \geq 0,188 [s]$$

kde:

$$t_{r,min} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_p}{\left(f \cdot K - W \cdot \frac{N_p}{N}\right) \cdot 60} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_p}{\left(f \cdot \frac{(Q + m_c) \cdot g}{2} - W \cdot \frac{N_p}{N}\right) \cdot 60} \quad (70)$$

$$t_{r,min} = \frac{(1000 + 250) \cdot 5}{\left(0,14 \cdot \frac{(1000 + 250) \cdot 9,81}{2} - 843 \cdot \frac{2}{4}\right) \cdot 60} = 0,24 \text{ [s]}$$

Obě podmínky jsou splněny. Navržený elektromotor vyhovuje. Při rozjezdu kladkostroje nedojde k prokluzu kol.

8.2 Návrh převodů

Celkový převodový poměr i_c [-] mezi motorem a koly se rozdělí mezi šnekovou převodovku a čelní ozubení na kolech a hřídeli. Pro určení celkového převodového poměru je třeba převést rychlost posuvu na otáčky kola. Ty počítám pomocí vzorce (72). Podle vzorce (71) určím požadovaný převodový poměr.

$$i_c = \frac{n_{Mp}}{n_k} \quad (71)$$

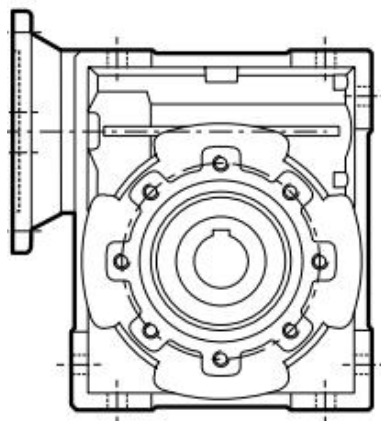
$$i_c = \frac{870}{19,89} = 43,73 \text{ [-]}$$

kde:

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot d_k} \quad (72)$$

$$n_k = \frac{5}{\pi \cdot 0,08} = 19,89 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Volím šnekovou převodovku CM030 63B14 firmy Raveo [18] (obr. 24). Tato převodovka bude připojena pomocí příruby k motoru. Parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 14.



Obr. 28 Šneková převodovka [18]

Tab. 14 Parametry převodovky [18]

Převodový poměr	i_{pp}	[-]	7,5
Max. výkon	$P_{pp,max}$	[kW]	0,09
Hmotnost	m_{pp}	[kg]	1,2

Při návrhu čelního ozubeného soukolí mezi hřídelí a koly, volím zuby tak, abych se přiblížila co nejvíce požadovanému celkovému převodovému poměru. Při návrhu soukolí, volím počty zubů tak, že na jednom kole je lichý počet zubů a na druhém počet sudý a to z důvodu, aby nedocházelo k nerovnoměrnému opotřebení zubů.

Požadovaný převodový poměr u čelního ozubeného soukolí:

$$i_c = i_{pp} \cdot i_z \Rightarrow i_z = \frac{i_c}{i_{pp}} \quad (73)$$

$$i_z = \frac{43,73}{7,5} = 5,831 [-]$$

Při návrhu počtů zubů volím $z_1 = 21$. Počet zubů z_2 :

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_z \cdot z_1 \quad (74)$$

$$z_2 = 5,831 \cdot 21 = 122,44 \cong 122 \text{ zubů}$$

Parametry ozubených kol jsou navrženy pomocí software modul [28]. Návrh modulu ozubení prováním na krouticí moment T_1 [Nm], který je na průběžné hřídeli převodovky. Tento moment počítám podle vzorce (75). Materiál pro ozubená kola volím konstrukční ocel slitinovou 14 220 cementovanou, kalenou. Mez kluzu této oceli $R_e = 685$ [MPa].

$$T_1 = M_{Mpj} \cdot i_{pp} \cdot \eta_{pp} \quad (75)$$

$$T_1 = 1 \cdot 7,5 \cdot 0,86 = 6,45 \text{ [Nm]}$$

Pomocí programu je určen předběžný normální modul $m_n = 0,931$ [mm] a šířka ozubení $b = 14$ [mm]. Z tabulky normálních modulů volím modul $m_n = 1$ [mm]. Je použito standardní ozubení šířky 20 [mm]. Dané parametry pro standardní ozubení jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Standardní ozubení

h_a^*	[-]	1
h_f^*	[-]	1,25
ρ^*	[-]	0,38
α	[°]	20

Výška hlavy zubu:

$$h_a = h_a^* \cdot m_n \quad (76)$$

$$h_a = 1 \cdot 1 = 1 \text{ [mm]}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = h_f^* \cdot m_n \quad (77)$$

$$h_f = 1,25 \cdot 1 = 1,25 \text{ [mm]}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$d = z \cdot m_n \quad (78)$$

$$d_1 = z_1 \cdot m_n = 21 \cdot 1 = 21 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_n = 122 \cdot 1 = 122 \text{ [mm]}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (79)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 21 + 2 \cdot 1 = 23 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 122 + 2 \cdot 1 = 124 \text{ [mm]}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (80)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 21 - 2 \cdot 1,25 = 18,5 \text{ [mm]}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 122 - 2 \cdot 1,25 = 119,5 \text{ [mm]}$$

8.2.1 Kontrola rychlosti posuvu

Při přepočtení skutečné rychlosti posuvu musí být odchylka rychlosti maximálně $\pm 5 [\%]$.

$$i_c = \frac{n_{Mp}}{n_k} \quad (81)$$

$$i_{pp} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_{Mp}}{\frac{v_p}{\pi \cdot d_k}} \quad (82)$$

$$v_p = \frac{n_{Mp} \cdot \pi \cdot d_k}{i_{pp} \cdot \frac{z_2}{z_1}} = \frac{870 \cdot \pi \cdot 0,08}{7,5 \cdot \frac{122}{21}} = 5,01 [m \cdot min^{-1}]$$

Navržené převody vyhovují.

9. Bezpečnost

Konstrukce pojízdného kladkostroje byla navržena s ohledem na normu ČSN EN 14492-2+A1 [1]. Tato norma obsahuje seznam významných nebezpečí s odkazy na příslušné články téže normy, které jsou nezbytné k odstranění daného nebezpečí. Dále norma udává seznam kontroly bezpečnostních požadavků pro sériově a individuálně vyráběné kladkostroje.

Mezi hlavní bezpečnostní prvky kladkostroje patří brzda motoru zdvihu, která nejen udrží břemeno zdvižené poloze, ale také přibrzdí motor při pohybu směrem dolů. Dalším významným bezpečnostním prvkem je třecí spojka zdvihové části kladkostroje. Ta zabraňuje zdvihu břemen o větší hmotnosti, než je nosnost kladkostroje.

Kladkostroj musí být opatřen bezpečnostními kryty a to především částí kladkostroje u kterých dochází ke kontaktu s obsluhou. V mém případě se jedná pouze o kryt kladnice.

Dále musí být kladkostroj vybaven elektrickými bezpečnostními prvky, jako je například koncový spínač ve vrchní poloze zdvihu. Tyto prvky nebyly v rámci diplomové práce řešeny, ale bylo k nim přihlíženo.

10. Zhodnocení cílů

Pro navržení kladkostroje se zadanými parametry jsem si zvolila dílčí cíle, které jsem postupně plnila.

V první kroku jsem provedla průzkum trhu, kde jsem získala přehled o konstrukci kladkostrojů.

Dále jsem navrhla s ohledem na aktuální normy a bezpečnost dílčí komponenty zdvihu a pojezdu a zkontrolovala, zda výstupní hodnoty odpovídají zadání.

V programu Inventor jsem navrhla konstrukční řešení svařovaného rámu. Na rám jsem pomocí rozebíratelných spojů upevnila navržené komponenty a tím vytvořila konstrukční celek odpovídající požadovanému zadání a aktuálním technickým a bezpečnostním normám.

11. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout kladkostroj pro zadanou nosnost, výšku zdvihu a rychlost pojezdu. Navrhla jsem lanový kladkostroj zařazený podle ISO 4308-1 [3] do skupiny M4 - dílenský zvedák. Při návrhu jsem použita dostupné komponenty různých výrobců.

Pro zdvih břemene jsem zvolila elektromotor firmy Siemens, čelní ozubenou převodovku firmy TOSS Znojmo a třecí spojku firmy T.E.A TECHNIK. Podle normy ČSN EN 14492-2+A2 [1] jsem navrhla další komponenty zdvihu (buben, kladka a hák). K propojení bubnu a třecí spojky jsem navrhla šroubové spojení přírub na principu kotoučové spojky. K uložení a propojení konce bubnu s rámem jsem použila ložiskový domek firmy SKF. Ten jsem volila s ohledem na jeho statickou a dynamickou únosnost.

Pro pojezd kladkostroje jsem použila druhý elektromotor firmy Siemens a šnekovou převodovku firmy Raveo. Dále jsem navrhla čelní ozubené soukolí, které slouží k propojení dvou pojezdových kol a hřídele, která je umístěna pod nosníkem. Na tuto hřídel je přenášen krouticí moment ze šnekové převodovky. Její konec je propojen s rámem pomocí ložiskového domku SKF.

Pro uchycení dvou navržených mechanismů jsem navrhla jednoduchou konstrukci svařovaného rámu. Výhodou tohoto rámu je možnost montáže na různé velikosti pojezdového profilu.

V práci se nezabývám řešením elektrických rozvodů na zařízení, ale bylo k nim přihlíženo.

12. Použitá literatura

- [1] ČSN EN 14492-2. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: UNMZ, 2010.
- [2] ČSN EN 1677-3+A1. *Součásti pro vázací prostředky - Bezpečnost - Část 3: Kované ocelové zdvihací samozavírací háky - Třída 8*. CEN, 2009.
- [3] ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby. Výběr ocelových lan. Část 1: Všeobecně*. Český normalizační institut, 1992.
- [4] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Český normalizační institut, 1977.
- [5] ČSN 27 1820. *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. Český normalizační institut, 1957.
- [6] ČSN 4301-5. *Jeřáby. Klasifikace. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby*. Český normalizační institut, 1993.
- [7] DRAŽAN, František, Ladislav KUPKA a Alfréd BOLEK. *Jeřáby*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [8] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [9] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [10] KRÍŽ, Rudolf, Karel WEIGNER a Jaroslav SVOBODA. *Stavba a provoz strojů III: mechanismy*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [12] PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
- [13] GIGA. *Jeřáby* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.gigasro.cz/jeraby.html>>
- [14] KLADKOSTROJE PODEM. [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.sevtech.cz>>
- [15] REGION. *Ocelová lana: Šestipramenné ocelové lano - STANDARD*. [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---standard/sestipramenne-ocelove-lano---standard--222-dratu-6-x-37.html>>

- [16] SKF. *Přírubové ložiskové jednotky Y*. [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/index.html>>
- [17] TOS ZNOJMO. *Čelní převodovky MTC...A*. [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm>
- [18] KATALOG: *Šneková převodovka* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2015/02/snekove_CM_CMP_en.pdf>
- [19] KATALOG: *Nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC Řady 1LE1, 1MB1 a 1PC1* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf>
- [20] KATALOG: *Trojfázové asynchronní motory nakrátko Řady 1LA7* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1la7.pdf>
- [21] KATALOG: *Pojistné třecí spojky typ RT* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.teatechnik.cz/typ-rt/>>
- [22] OBRÁZEK: *Jednoprarmenné lano* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.technimat.eu/produkty/img/jpg/044.jpg>>
- [23] OBRÁZEK: *Víceprarmenné lano* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.vazaky-online.cz/db/wysiwyg/Mladenka/Ocelovalana/ocelove-lano-6x7-6x7-wsc.png>>
- [24] OBRÁZEK: *Ruční pohon pojezdu* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.tedox.cz/yale-http-htg>>
- [25] OBRÁZEK: *Dva elektrické pohony* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.lanove-kladkostroje.cz/lanove-kladkostroje/kladkostroje-se-standardni-stavebni-vyskou/>>
- [26] OBRÁZEK: *Řetězový kladkostroj* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.bow.cz/produkt/6198100-elektricky-retezovy-kladkostroj-ekzt-1000/>>
- [27] OBRÁZEK: *Lanový kladkostroj* [online]. 2016 [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.swfkrantechnik.com/en/products/electric-wire-rope-hoists/wrh-nova-blackline.html>>

Software:

- [28] Modul

Přílohy

Sestavný výkres pojízdného kladkostroje: 0067_1

Výrobní výkres rozvodové hřídele: 0067_1.1

Výrobní výkres čepu kola: 0067_1.2